



JP3018688

Biblio

Page 1

Drawing



WESTCO TYPE PUMP MECHANISM

Patent Number: JP3018688

Publication date: 1991-01-28

Inventor(s): MINE KOICHI; others: 02

Applicant(s): AISAN IND CO LTD

Requested Patent: JP3018688

Application Number: JP19890151145 19890614

Priority Number(s):

IPC Classification: F04D5/00; F02M37/10

EC Classification:

Equivalents:

Abstract

PURPOSE: To improve the efficiency of pumping and lower a pump noise and increase the quantity of flow, by making a constitution so that the directions of an inlet hole and an outlet hole may become acute-angled against the flow directions of fluid at respective opposing flow passages.

CONSTITUTION: At a pump portion 10, the directions of an inlet hole 25, a connection hole and an outlet hole 30 are formed so as to make the angle of an acute angle against opposing 1st and 2nd flow passages 15, 16. Fluid flows into the 1st flow passage 15 and the 2nd flow passage 16 in an acute angle shape, and also, flows out in an acute angle shape, so the degree of the conversion of flowing at the inlet hole 25, the connection hole and the outlet hole 30 becomes small. Thus, the occurrence of an eddy at the conversion portion of flowing is restrained, so the improvement of a pump efficiency, the lowering of a pump noise and the increase of a flow quantity can be attained.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

⑪公開特許公報(A) 平3-18688

⑫Int. CL. 5

F 04 D 5/00
F 02 M 37/10

識別記号

厅内整理番号

G
A8914-3H
7312-3G

⑬公開 平成3年(1991)1月28日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全7頁)

⑭発明の名称 ウエスコ型ポンプ機構

⑮特 願 平1-151145

⑯出 願 平1(1989)6月14日

⑰発明者 峯 功一 愛知県大府市共和町1丁目1番地の1 愛三工業株式会社
内⑰発明者 菊田 光 愛知県大府市共和町1丁目1番地の1 愛三工業株式会社
内⑰発明者 竹内 仁司 愛知県大府市共和町1丁目1番地の1 愛三工業株式会社
内

⑰出願人 愛三工業株式会社 愛知県大府市共和町1丁目1番地の1

⑰代理人 弁理士 岡田 英彦 外3名

明細書

1. 発明の名称

ウエスコ型ポンプ機構

2. 特許請求の範囲

回転駆動され、外周部に複数の羽根溝を有する少なくとも1つのインペラと、該インペラの各々を前記羽根溝周囲において取囲んで前記羽根溝との間に円周方向の流路を形成するポンプケーシングと、該ポンプケーシングに前記流路の各々に対応してその上下に設けられ、互いに円周方向に適宜間隔を隔てて配置された入口穴及び出口穴とを有するウエスコ型ポンプ機構であって、前記入口穴および前記出口穴をそれらの方向がそれぞれ対応する前記流路における流体の流れ方向に対し鋭角となるように構成したことを特徴とするウエスコ型ポンプ機構。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

この発明はウエスコ型ポンプ機構に関する。

(従来技術)

一般に、ウエスコ型ポンプ機構は回転駆動され、外周部に複数の羽根溝を有する少なくとも1つのインペラと、該インペラの各々を羽根溝周囲において取囲んで羽根溝との間に円周方向の流路を形成するポンプケーシングと、該ポンプケーシングに前記流路の各々に対応してその上下に設けられ、互いに円周方向に適宜間隔を隔てて配置された入口穴及び出口穴とを有して構成されており、例えば複数のインペラを備えた多段式のものでは一段目の入口穴から流入した流体は対応するインペラの円周方向の流路を経て昇圧された後一段目の出口穴すなわち二段目の入口穴を経て同様に対応するインペラの円周方向の流路を経てさらに昇圧された後二段目の出口穴すなわち三段目の入口穴に至り、このように流体が次々に昇圧されて最終段の出口穴より吐出される。

この種のウエスコ型ポンプ機構において従来入口穴及び出口穴はインペラの面に対して直角方向に形成されており、このため流体は流路の各出入口部で直角に曲がって流れようになっていた。

(発明が解決しようとする課題)

従来のウエスコ型ポンプ機構では上記のように流体は流路の各出入口部で直角に曲がって流れるため、第12図に示したように流れの変換部で端E～Eを生じ、このためポンプ効率が悪くなり、さらには騒音の原因となる欠点を有していた。なお第12図中Pは前段の流路、Qは次段の流路、Rは前段の流路Pの出口穴すなわち次段の流路Qの入口穴を示す。

(課題を解決するための手段)

上記従来技術の課題を解決するため本発明のウエスコ型ポンプ機構は回転駆動され、外周部に複数の羽根溝を有する少なくとも1つのインペラと、該インペラの各々を前記羽根溝周囲において取囲んで前記羽根溝との間に円周方向の流路を形成するポンプケーシングと、該ポンプケーシングに前記流路の各々に対応してその上下に設けられ、互いに円周方向に適宜間隔を隔てて配置された入口穴及び出口穴とを有するウエスコ型ポンプ機構であって、前記入口穴および前記出口穴をそれらの

に設けられた端子5、5を介してステータ4のコイル6に通電することでロータ3をケーシング1と同軸で回転させるように構成されている。なお、このようなモータ部2の構成は周知であり、詳しい説明は省略する。またモータ部2としては図示した以外の他の形式のものも利用できる。モータ部2のロータ3のシャフト7の下部はケーシング1の下端にかしめつけられたポンプカバー8（後述するポンプケーシング14の一部を構成している）にペアリング9を介して支承されており、シャフト7はペアリング9を貫通してさらに下方に延出している。

次に上記モータ部2により駆動されるポンプ部10の構成を説明すると、ポンプ部10はウエスコ型のもので、上記ロータ2のシャフト7の下端に該シャフト7に対し直角に取付けられた円板状の第1インペラ11及び第2インペラ12とを有している。第1インペラ11及び第2インペラ12は同一構成のもので、上下面の外周部に複数の羽根溝13をそれぞれ備えている。ここでシャフ

ト7の下端はD型断面を有し、第1インペラ11及び第2インペラ12は中心部に対応するD型の穴を有してシャフト7に嵌合されており、第1インペラ11及び第2インペラ12はシャフト7に対し逆回転可能及び軸方向に移動可能となっている。

(作用)

本発明のウエスコ型ポンプ機構では各流路に対して流体は入口穴より鋭角状に流入して出口穴より鋭角状に流出するため入口穴及び出口穴における流れの変換の度合が小さくなり、流れの変換部における渦の発生が抑制される。

(実施例)

次に本発明の一実施例を添付の図面を参照して説明する。

第1図はウエスコ型ポンプを利用した電動燃料ポンプを示すもので、車両のエンジンへの燃料供給に利用されるものである。

図中、円筒状のケーシング1の内部には一部のみを図示したモータ部2が設けられている。図示した実施例においてモータ部2はマグネットを外周部に備えたロータ3とケーシング1の内周面に取付けられたステータ4とを有しており、ケーシング1の上端部に取付けられた図示しないカバー

ト7の下端はD型断面を有し、第1インペラ11及び第2インペラ12は中心部に対応するD型の穴を有してシャフト7に嵌合されており、第1インペラ11及び第2インペラ12はシャフト7に対し逆回転可能及び軸方向に移動可能となっている。

14は第1インペラ11及び第2インペラ12を取囲んでこれらの羽根溝13の周囲に円周方向の第1流路15及び第2流路16をそれぞれ形成するポンプケーシングで、図中下方よりポンプボデー17、第1スペーサ18、センターブレート19、第2スペーサ20及び上記で説明したポンプカバー8とから構成されており、これらはポンプカバー8に嵌合する複数のスクリュ21（図は一本のみを示す）により相互に締ね合わせ状態で固定されている。

ここで、ポンプボデー17とセンターブレート19とは相対する側に第2図及び第3図に示すように上記第1流路15の上下方向の壁面をそれぞれ形成する流路溝23、24を有しており、第1

スペーサ18は第1流路15の半径方向の壁面を形成している。またポンプボデー17には第1図及び第4図に示すように第1流路15への入口穴25が、またセンタープレート19には第5図に示すように第1流路15からの出口穴と第2流路16への入口穴を兼用する連通穴26がそれぞれ設けられており、第2図及び第3図に示すように第1スペーサ18には第1流路15を入口穴25と連通穴26との間で仕切る隔壁27が形成されている。なお図第2図及び第3図に示すように連通穴26は第1インペラ11の外周縁よりも半径方向外側位置において設けられており、第1流路15は下流側においてほぼ接線方向に伸びて連通穴26につながっている。このため入口穴25から汲上げられた燃料等の流体は下流側において羽根溝13から徐々に離れて、羽根溝13により生ずる螺旋渦流が緩和された状態で隔壁27に衝突することとなり、隔壁27への衝突時の騒音が緩和され、かつポンプ効率が向上する。

また、センタープレート19とポンプカバー8

次に第4図、第5図及び第8図に戻り、同図に示すように入口穴25は矢印Aで示した第1流路15の流れ方向に対し上下方向に鋭角の角度θをなし、同様に連通穴26は第1流路15の流れ方向A及び矢印Bで示した第2流路16の流れ方向に対しそれぞれ上下方向に角度θをなし、出口穴30も第2流路16の流れ方向Bに対し上下方向に角度θをなして形成されている。

また本実施例において第1インペラ11と第2インペラ12とは平行になっており、従って第1流路15の流れ方向Aと第2流路16の流れ方向Bも同様に平行となっている。

なお入口穴25、連通穴26及び出口穴30は平面視において対応する第1流路15及び第2流路16に対しほぼ接線方向に延びている。

本実施例のポンプ部10では上記のように入口穴25、連通穴26及び出口穴30の方向を対応する第1流路15及び第2流路16に対し鋭角の角度θをなして形成したので流体は第1流路15及び第2流路16に対し鋭角状に流入し、かつ鋭

とは相対する間に第6図及び第7図に示すように上記第2流路16の上下方向の壁面をそれぞれ形成する流路溝28、29を有しており、第2スペーサ20は第2流路16の半径方向の壁面を形成している。またポンプカバー8には第1図及び第8図に示すように第2流路16の出口穴30が設けられており、第6図及び第7図に示すように第2スペーサ20には第2流路16を連通穴26と出口穴30との間で仕切る隔壁31が形成されている。また上記と同様に出口穴30は第2インペラ12の外周縁よりも半径方向外側位置において設けられており、第2流路16は下流側においてほぼ接線方向に伸びて出口穴30につながっている。このため連通穴26から汲上げられた燃料等の流体は第2流路16の下流側において羽根溝13から徐々に離れ、同様な騒音抑制及びポンプ効率の向上効果をもたらす。

なお出口穴30から出た燃料はケーシング1内に入った後、上端のカバーに設けられた吐出口32より吐出される。

角状に流出するため入口穴25、連通穴26及び出口穴30における流れの変換の度合が小さくなり、流れの変換部における渦の発生が抑制される。

このため先に述べたように第1流路15及び第2流路16の下流側を対応する第1インペラ11及び第2インペラ12より半径方向外側に逃がしたことによる騒音低減効果に加えて、入口穴25、連通穴26及び出口穴30において発生する渦による流れの抵抗が減少するため流速が増加するとともにポンプ効率が向上し、かつ渦の減少により騒音が減少する効果を生ずる。

このような効果を以下第9図、第10図及び第11図を参照して説明する。

第9図は上記角度θと騒音(dB)及びポンプ効率(%)との関係を示す特性線図で、同図に示すように角度θを鋭角に設定することによりポンプ騒音は確実に減少しまたポンプ効率も確実に上昇しする。なお効果が顕著に認められる範囲は $10^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ で、 $\theta = 30^\circ$ 付近で最大のポンプ騒音の低減及びポンプ効率の向上が得られ、

結果 $\theta = 30 \pm 10^\circ$ に設定するのが最適である。

なおポンプ効率は

ポンプ効率 = 吐出圧力 × 流量 / 入力電力
で求めたものである。

第10図は $\theta = 30^\circ$ とした場合のインペラ回転数 (rpm) - ポンプ効率 (%) 特性線図で、従来の $\theta = 90^\circ$ とした場合の特性が破線で示してあり、同図に示すように 3500 rpm 以上で従来に比して高い効率が得られる。

第11図は同様に $\theta = 30^\circ$ とした場合のインペラ回転数 (rpm) - 流量 (l/h) 特性線図で、従来の $\theta = 90^\circ$ とした場合の特性が破線で示してあり、同図に示すように 3000 rpm 以上で従来に比して比例的に大きな流量が得られる。

なお以上の実施例において入口穴 25, 連通穴 26 及び出口穴 30 の方向を対応する第1流路 15 及び第2流路 16 に対し同様な鋸角の角度 θ をなして形成したが、このような角度は鋸角であれば入口穴 25, 連通穴 26 及び出口穴 30 においてそれ異なる値に設定することも可能である。

性線図、第10図は $\theta = 30^\circ$ とした場合のインペラ回転数 (rpm) - ポンプ効率 (%) 特性線図、第11図は同様に $\theta = 30^\circ$ とした場合のインペラ回転数 (rpm) - 流量 (l/h) 特性線図、第12図は従来のウエスコ型ポンプにおける流体の出入口での流れの状態を示す説明図である。

10 … ポンプ部

14 … ポンプケーシング

11 … 第1インペラ

12 … 第2インペラ

13 … 羽根溝

15 … 第1流路

16 … 第2流路

25 … 入口穴

26 … 連通穴

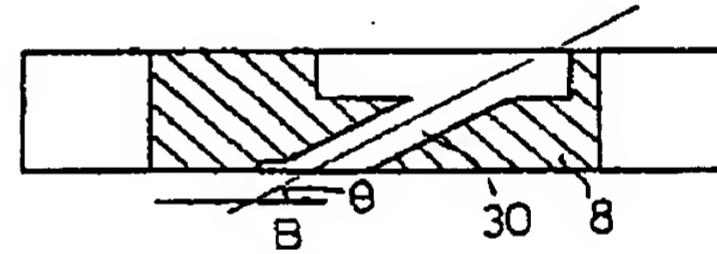
30 … 出口穴

(効果)

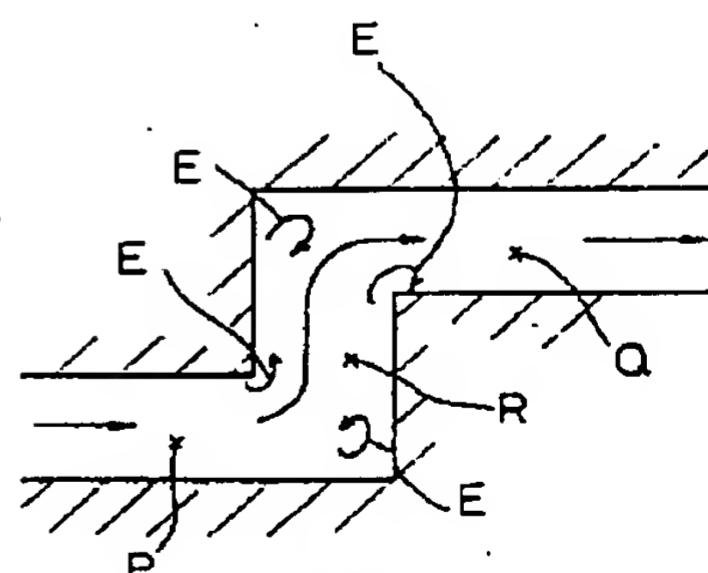
本発明のウエスコ型ポンプ構造では入口穴及び出口穴における流れの交換の度合が小さくなり、流れの交換部における渦の発生が抑制されるのでポンプ効率の向上、ポンプ騒音の低下及び流量の増加が得られる利点を有する。

4. 図面の簡単な説明

第1図～11図は本発明の一実施例を示すもので、第1図はウエスコ型のポンプ部を備えた電動機ポンプの一部縦断面図、第2図は第1図のII-II線断面図、第3図は第1図のIII-III線断面図、第4図は第2図のIV-IV線断面をポンプボディのみに限し示した図、第5図は第3図のV-V線断面をセンターブレードのみに限し示した図、第6図は第1図のVI-VI線断面図、第7図は第1図のVI-VII線断面図、第8図は第7図のVII-VII線断面をポンプカバーのみに限し示した図、第9図は第1図に示したポンプ部の入口穴、連通穴及び出口穴の方向の対応する流路に対する角度 θ と騒音 (dB) 及びポンプ効率 (%) との関係を示す特



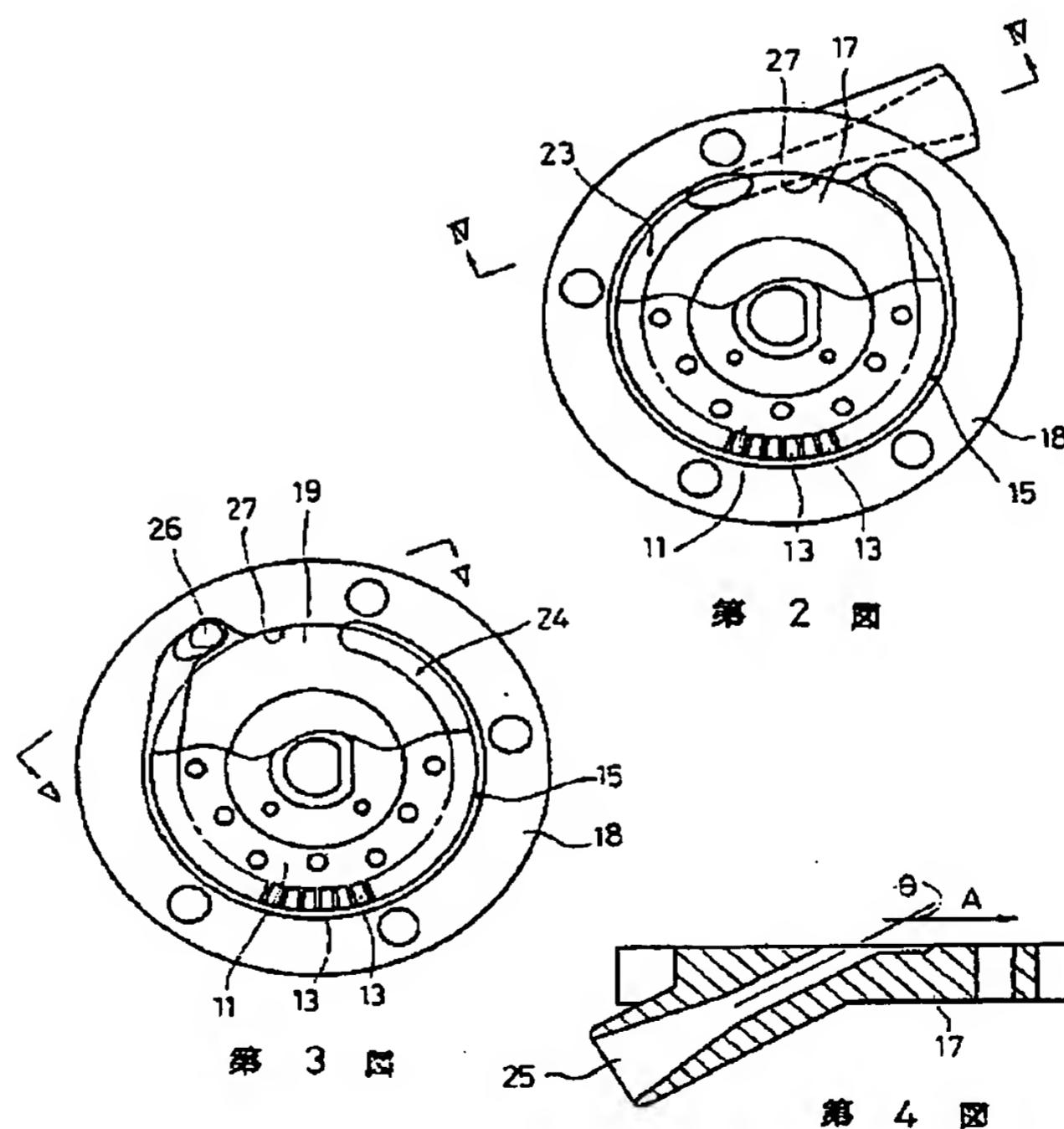
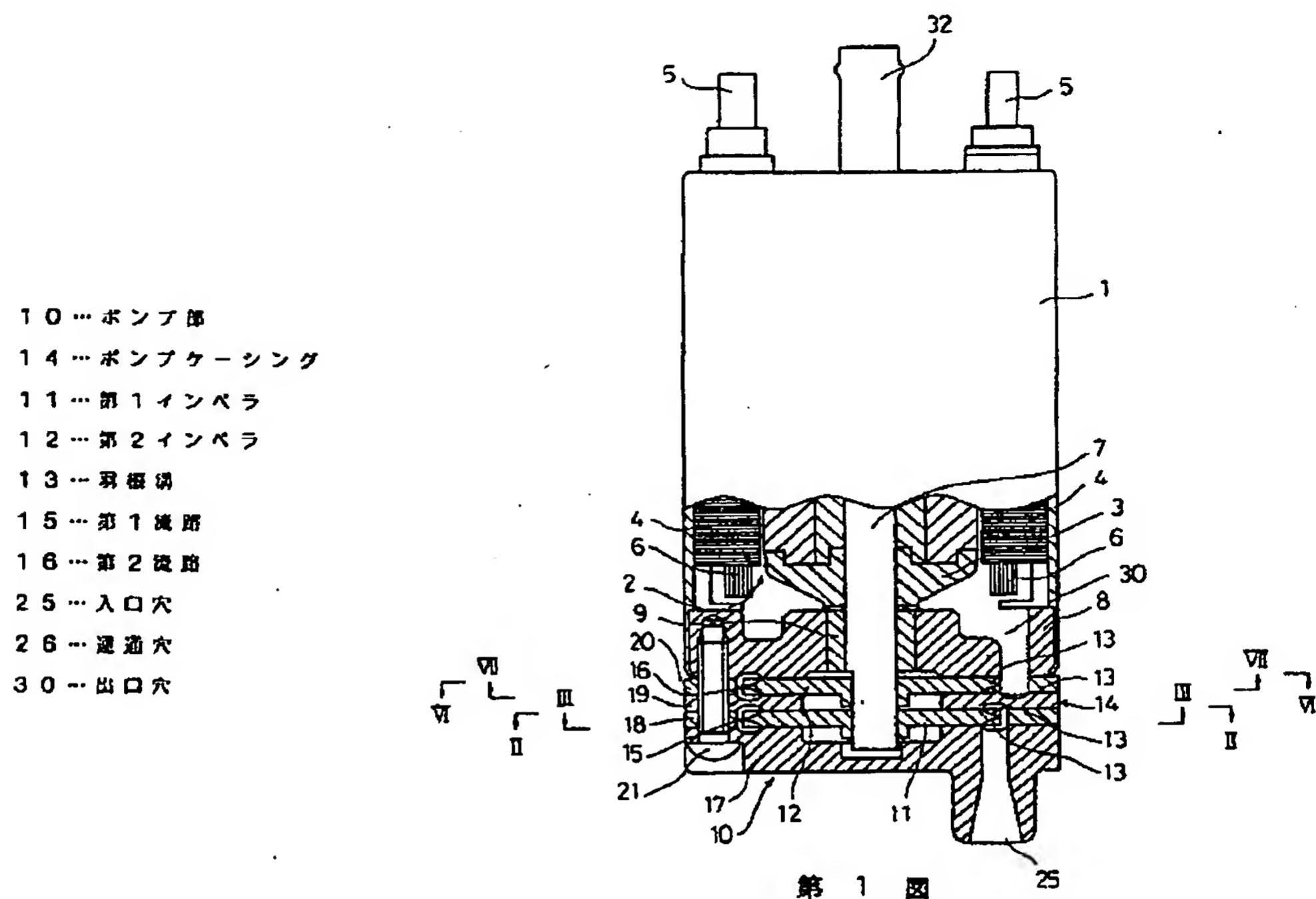
第 8 図

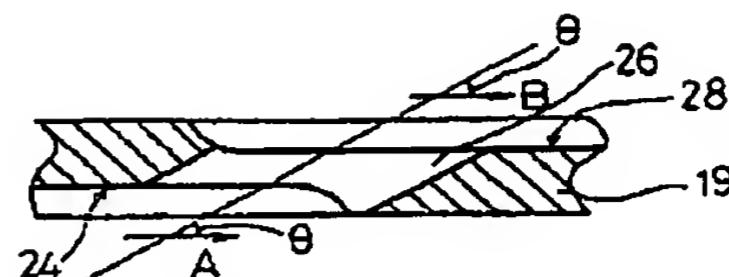


第 12 図

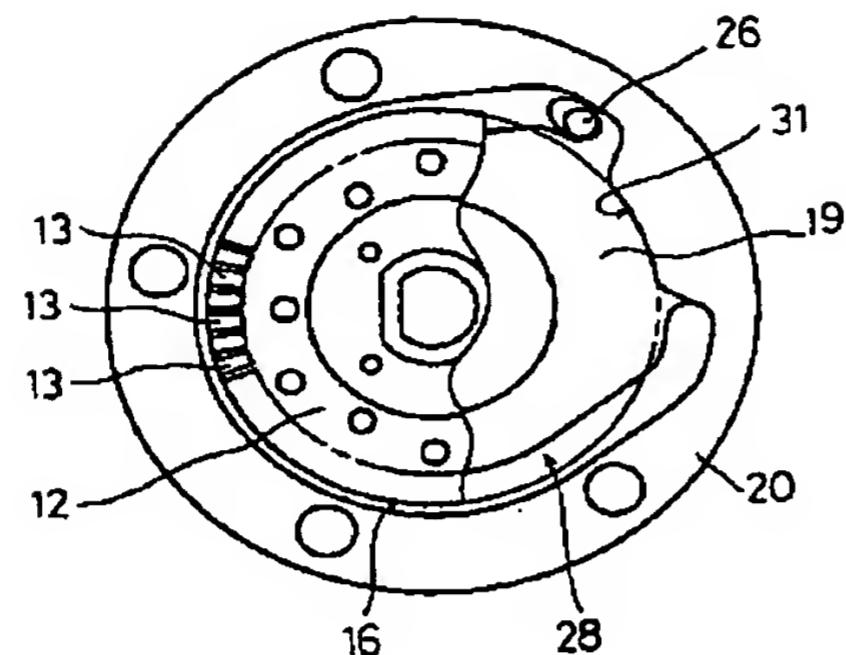
出願人 愛三工業株式会社

代理人 弁理士 国田英彦(外3名)

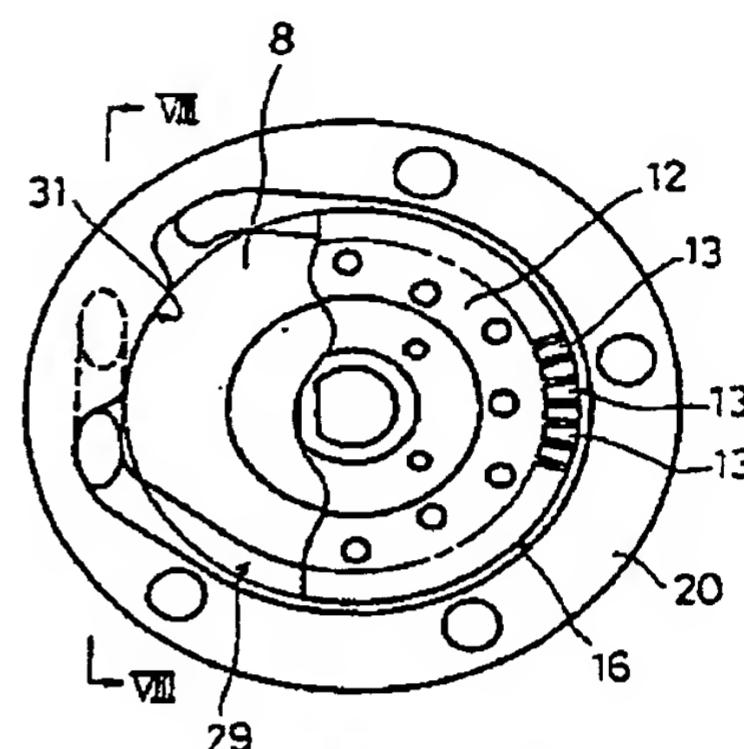




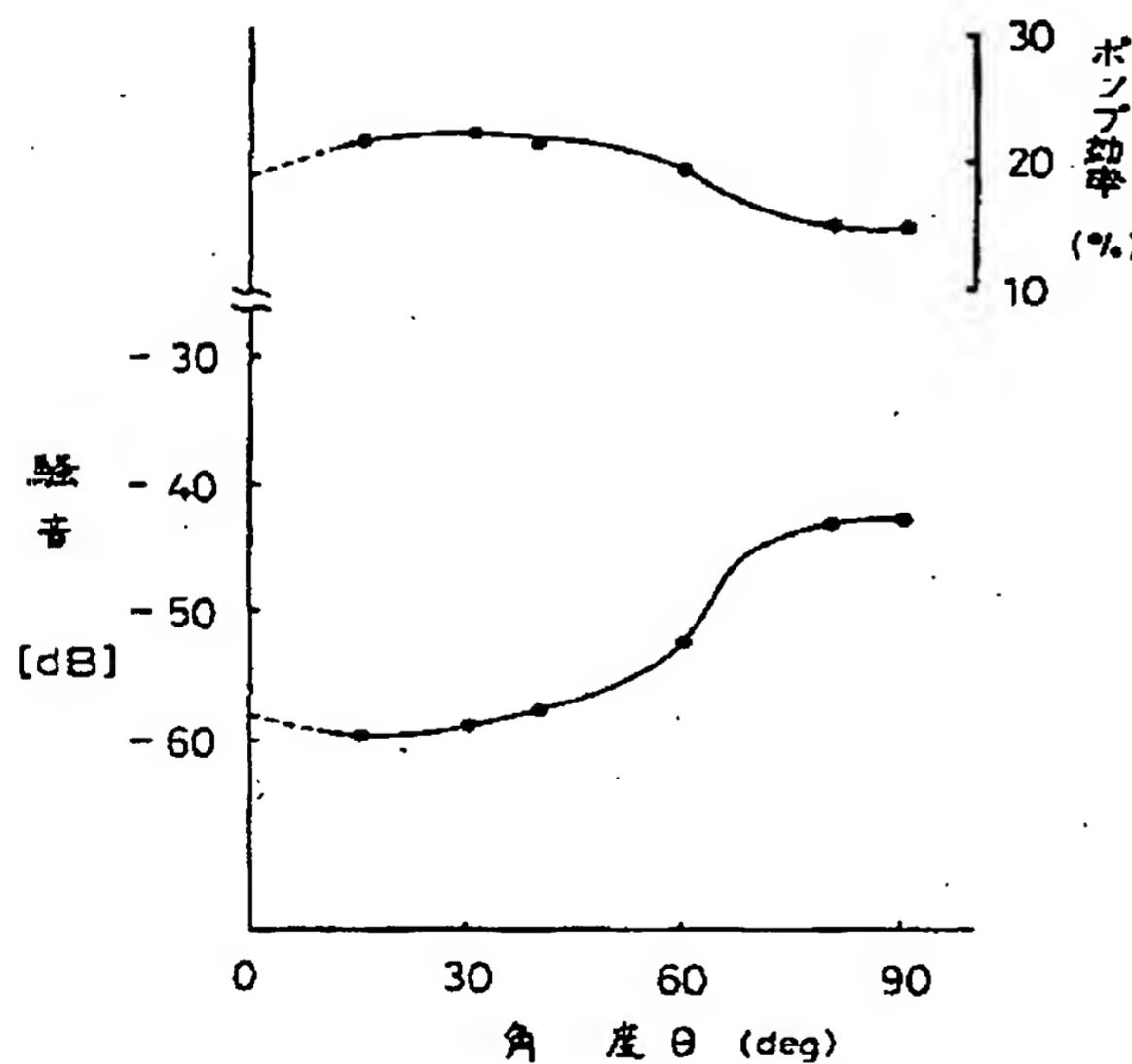
第 5 図



第 6 図

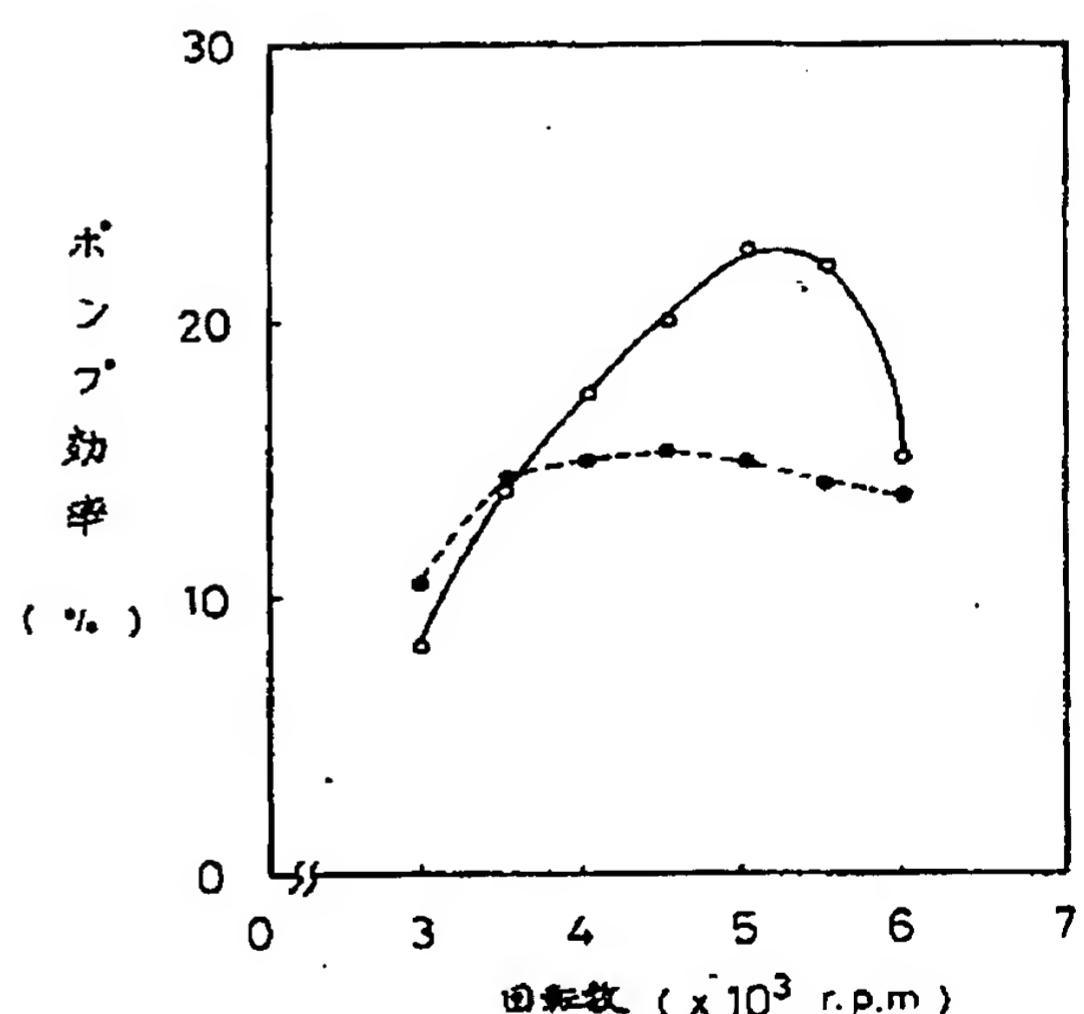


第 7 図

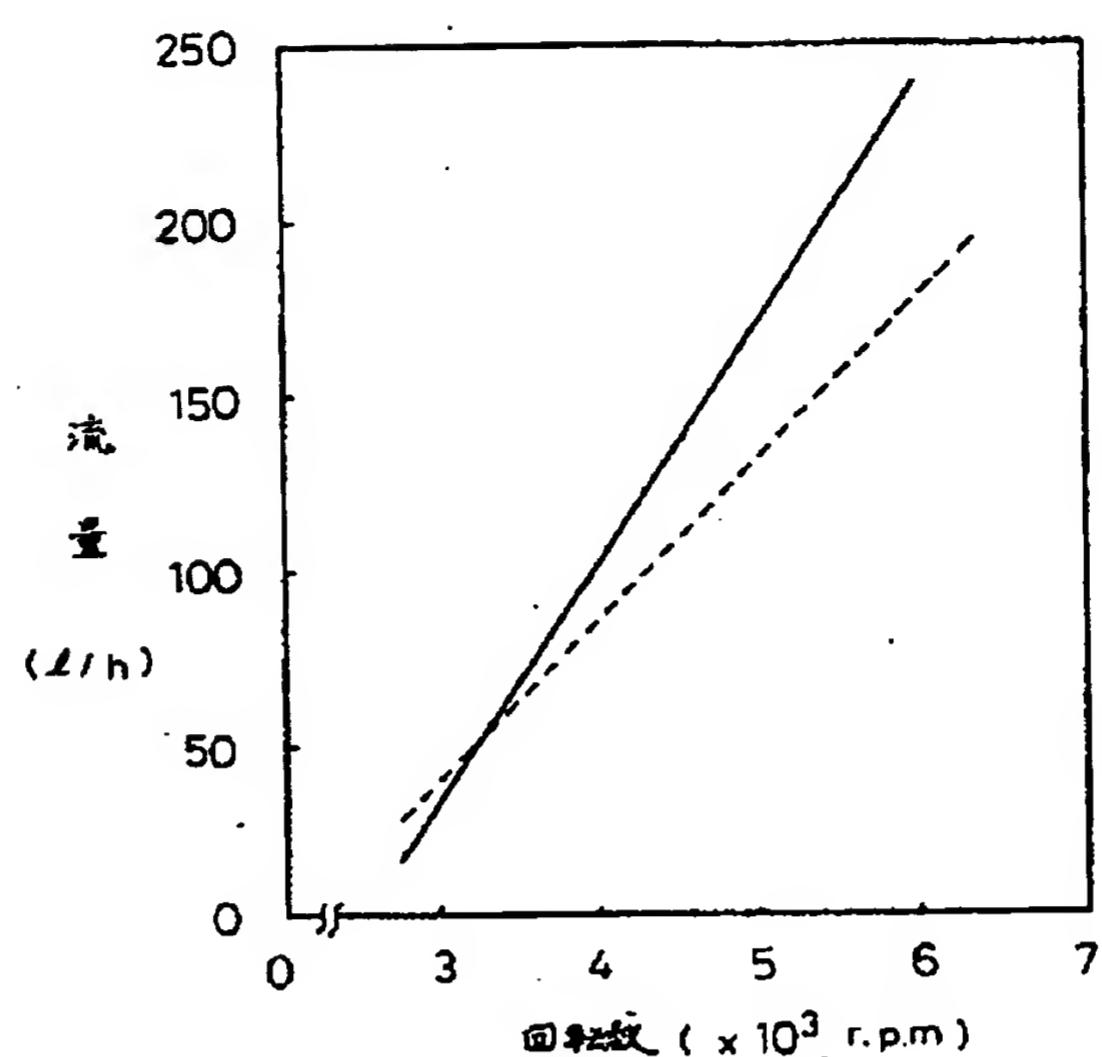


ポンプ出入口形状による 騒音とポンプ効率の関係

第 9 図



第 10 図



第 11 図